

DRIVING METHOD FOR LIQUID CRYSTAL DISPLAY DEVICE

Patent number: JP63061232
Publication date: 1988-03-17
Inventor: FUJITA MASANORI
Applicant: SEIKOSHA KK
Classification:
- international: G02F1/133; G09G3/18
- european:
Application number: JP19860206522 19860902
Priority number(s): JP19860206522 19860902

Abstract of JP63061232

PURPOSE: To prevent the whole screen from disappearing at the time of rewriting of a display, and to drive the titled device so that its display becomes easily visible, by executing a scan as a time division, initializing periodically each display element, and thereafter, setting it to a desired display state.

CONSTITUTION: First of all, a pulse P1 or P2 is applied by an initializing signal RS and a display element is initialized to an Hm state. In this regard, an application time of an initializing signal is determined by a voltage and the number of times required for transferring an F state to the Hm state, and it is in inverse proportion to about a square of a voltage effective value. Subsequently, a pulse P3 of voltage '0' or voltage 2Vm is applied by a selecting signal S. By impressing this voltage '0', a liquid crystal becomes an F state, and by impressing the pulse P3, the liquid crystal is held in the Hm state. That is, a display element to which a response signal VF is supplied is transferred to the F state, and a display element to which a non-response signal is supplied is held in the Hm state. Next, by supplying a non-selecting signal NS, a pulse P4 or P5 consisting of a memory voltage Vm is impressed. In this way, a response state or a non-response state of the liquid crystal is held.

Data supplied from the **esp@cenet** database - Worldwide

⑩ 日本国特許庁 (J P)

⑪ 特許出願公告

⑫ 特許公報 (B 2)

昭 63 - 61232

⑬ Int. Cl. 4

識別記号

庁内整理番号

⑭ 公告 昭和63年(1988)11月28日

B 62 D 7/14
5/07A-8009-3D
Z-8609-3D

発明の数 1 (全11頁)

⑮ 発明の名称 車両の操舵装置

⑯ 特 願 昭57-3726

⑰ 公 開 昭58-122259

⑱ 出 願 昭57(1982)1月13日

⑲ 昭58(1983)7月20日

⑳ 発 明 者 佐 野 彰 一 東京都荒川区西尾久4-12-11-1004

㉑ 発 明 者 古 川 修 東京都渋谷区西原2-3-3

㉒ 出 願 人 本田技研工業株式会社 東京都港区南青山2丁目1番1号

㉓ 代 理 人 弁理士 下田 啓一郎 外1名

㉔ 審 査 官 千 馬 隆 之

㉕ 参 考 文 献 実公 昭54-9701 (J P, Y 2) 英国特許1570330 (G B, A)

1

2

㉖ 特許請求の範囲

1 操舵輪の操舵操作により前輪とともに後輪を
 転舵するようにした車両の操舵装置であつて、

操舵輪に操舵トルク伝達経路を介して連結さ
 れ、前輪を操舵する前輪転舵機構と、

この前輪転舵機構を動力補助する前輪用パワー
 シリンダと、

上記前輪転舵機構から連結経路にて連結され、
 転舵比あるいは位相を制御する機構を有して後輪
 を操舵する後輪転舵機構と、

この後輪転舵機構を動力補助する後輪用パワー
 シリンダとからなり、

上記転舵比あるいは位相を制御する機構は上記
 連結経路からの回転入力軸を備えており、

この入力軸に上記後輪用パワーシリンダを接続
 して上記後輪転舵機構への入力側に後輪用パワー
 シリンダを設置したこと、

を特徴とする車両の操舵装置。

発明の詳細な説明

本発明は操舵輪の操舵操作によつて前輪と後輪
 とを転舵するようにした車両の操舵装置に関す
 る。

本出願人は先に操舵輪の操舵装置操作により前輪
 とともに後輪を転舵できるようにした車両の操舵
 装置を提供した。該操舵装置においては前輪と後
 輪の双方を操舵輪によつて転舵するため、運転者
 が操舵輪に付与することが必要な操舵トルクを軽

減するためにパワーシリンダを車両に装備するこ
 とが望ましい。又、操舵輪によつて前輪と後輪と
 を転舵するために操舵輪と前輪転舵機構、及び操
 舵輪と後輪転舵機構の夫々の間を別経路とした前
 輪転舵力伝達経路、後輪転舵力伝達経路によつて
 連結することが考えられるが、これによると別部
 材としての経路構成部材によつて前輪転舵力伝達
 経路と後輪転舵力伝達経路を構成しなければなら
 ないことになるため、経路構成部材の兼用化、経
 路構成簡単化を図るために、操舵輪と前輪転舵機
 構とを操舵トルク伝達経路を介して連結し、更に
 前輪転舵機構と後輪転舵機構とを連結経路により
 連結することにより、操舵トルク伝達経路が前輪
 転舵力伝達経路の全部と後輪転舵力伝達経路の一
 部の共通経路となり、連結経路が後輪転舵力伝達
 経路の残りの経路となるように構成することが望
 ましい。

以上の如く前輪転舵力伝達経路と後輪転舵力伝
 達経路とを一部が共通化されたものとして構成し
 た場合、上述の通りパワーシリンダの補助動力に
 よつて操舵トルクを軽減し前・後輪の転舵に補助
 を与えるために、前輪転舵機構と後輪転舵機構の
 双方に連なる上記連結経路に1個のパワーシリ
 ンダを接続し、該パワーシリンダの補助動力を前
 輪転舵機構と後輪転舵機構の双方に伝達するよう
 に構成することが考えられる。しかし前輪転舵機
 構は車両前部に、後輪転舵機構は車両後部に夫々

(2)

特公 昭 63-81232

3

4

配置され、夫々の配置位置は車両前後方向に遠く離れているため、パワーシリンダを前輪転舵機構、後輪転舵機構のいずれか一方に近い位置に配置して連結経路に接続すると、他方の転舵機構にパワーシリンダの補助動力を有効に伝達するためには連結経路の構成部材の剛性、強度を大きくすることが必要になり、これによると厚肉の構成部材を使用しなければならないなどの不都合が生じる。パワーシリンダを前輪転舵機構と後輪転舵機構の中間部に配置し、連結経路への接続を該連結経路の長さ方向中央部において行うことも考えられるが、前輪転舵機構と後輪転舵機構の配置間距離は長いから、これも上記不都合の有効な解決方法とは必ずしもならない。

本発明は以上の如くパワーシリンダを車両に搭載し、前・後輪の転舵を該パワーシリンダの補助動力をもつて行う場合の不都合を解消すべく成されたものである。

本発明の目的は、操舵輪の操舵操作により前輪とともに後輪を転舵するようにした車両の操舵装置において、前輪用と後輪用の2個のパワーシリンダを車両に配置し、似つて前・後輪転舵補助を個別のパワーシリンダにより行い、運転者が操舵輪に付与することが必要な操舵トルクを軽減することができるようにした車両の操舵装置を提供する処にある。

特に本発明の目的は、操舵輪と車両前部に設けられる前輪転舵機構とを操舵トルク伝達経路を介して連結し、且つ該前輪転舵機構と車両後部に設けられる後輪転舵機構とを連結経路により連結することにより、前輪転舵力伝達経路と後輪転舵力伝達経路とが操舵トルク伝達経路において共通したものとなり、これにより経路構成部材の兼用化、経路構成の簡単化を図り、又、上記前輪用パワーシリンダと後輪用パワーシリンダを車両前・後部に離間させて配置してこれらのパワーシリンダを連結経路の前・後部に接続することにより、前輪用パワーシリンダの補助動力を前輪転舵機構に、後輪用パワーシリンダの補助動作を後輪転舵機構に夫々直接的に伝達することを可能とし、以つて連結経路の強度、剛性の大きさを必要限度に小さく抑えることができ、経路構成部材の薄肉化或いは小径化を実現できるようにした車両の操舵装置を提供する処にある。

そして本発明においては、後輪転舵機構は後輪の転舵比あるいは位相を制御する機構を有しており、その制御機構は前輪転舵機構からの連結経路後部の回転入力軸を備えており、この入力軸に後輪用パワーシリンダを接続することで、後輪転舵機構への入力側に後輪用パワーシリンダを設置したものであるため、後輪用パワーシリンダを連結経路を介して前輪用パワーシリンダと連動させることができ、後輪用パワーシリンダの設置にあたり転舵比・位相を考慮することが不要であり、構造が簡単なものとなる。

更に構造が簡単であるが故に、転舵比・位相制御機構と後輪用パワーシリンダとのレイアウトを容易で、後輪転舵機構も小型化できる。

以下に本発明の好適一実施例を添付図面に基いて詳述する。

第1図は四輪車両の平面図で、左右の前輪1、1は軸2a、2aを中心として左右回動自在なナックルアーム2、2によつて支持され、外端部が該前輪用ナックルアーム2、2に連結された左右の前輪転舵用タイロッド3、3が左右方向即ち車両幅方向に移動することにより、後輪1、1はナックルアーム2、2の回動により転舵される。左右の後輪4、4も前輪と同様に軸5a、5aを中心として左回回動自在なナックルアーム5、5によつて支持され、外端部が該後輪用ナックルアーム5、5に連結された左右の後輪転舵用タイロッド6、6が左右方向に移動すると、後輪4、4はナックルアーム5、5の回動により転舵される。前輪用ナックルアーム2はロアーアーム7や緩衝器等からなる前輪懸架機構によつて車体に懸架され、後輪用ナックルアーム5もロアーアーム8や緩衝器等からなる後輪懸架機構によつて車体に懸架される。

運転車が操舵操作を行う操舵輪9には操舵軸10が結合され、操舵軸10は直列に連結された主軸11、中間軸12、出力軸13からなる第2図の通り出力軸13はギヤボックス14の内部において軸受15、16で回転自在に支承され、且つ出力軸13にはピニオン軸13aが一体に形成されている。第1図、第2図の通りギヤボックス14は左右方向に長い長筒状であり、内部には軸17が摺動自在に挿入され、ギヤボックス14の両端部から突出する該軸17の各端部には上記前輪

(3)

特公 昭 63-61232

5

6

転舵用タイロッド3, 3の内端部が連結される。軸17には第2図の通りラック部17aが形成され、軸17の軸長方向に形成されている該ラック部17aに上記ピニオン部13aが噛合する。従って操舵輪9を回動操作すると、操舵軸10を介して操舵トルクが伝達される軸17は左右直線運動を行い、タイロッド3, 3の左右移動により前輪1, 1の転舵が成される。以上の軸17、タイロッド3, 3によつて車両前部に設けられる前輪転舵機構18が構成される。

第3図の通り軸17には上記ラック部17aとは別のラック部17bが形成され、該ラック部17bにピニオン部19aが噛合する。該ピニオン部19aは第4図で示された連結軸19の前端一体に形成されており、ギヤボックス14と一体のケース部14aの内部において軸受20, 21で回転自在に支承された連結軸19は軸17から後下方に斜めに延びる。第1図の通り連結軸19の後端には車両前後方向を長さ方向とする作動軸22の前端が自在継手23を介して連結され、作動軸22の後端には回動軸24の前端が自在継手25を介して連結される。第8図で示されている通り作動軸22から上後方へ斜めに延びる該回動軸24はギヤボックス26の内部において軸受27, 28で回動自在に支承される。作動軸22は車両のフロア構成部材の下面に車室外に露出して敷設されており、該作動軸22を保護するために作動軸22の外周略全長に亘つて筒状のカバー部材29が嵌合される。

操舵輪9の操舵操作による上記軸17の左右直線運動によつて連結軸19が回動せしめられ、連結軸19の回動はカバー部材29の内部において軸受30で回転自在に支承された作動軸22を経て回動軸24に伝達されるため、操舵輪9と連動して回動軸24は回動する。回動軸24が回動すると後輪転舵機構31が作動して後輪4, 4の転舵が成されるため、回動軸24は後輪転舵機構31に後輪転舵力を入力する入力軸となつている。

次に後輪転舵機構1の構造を説明する。

第6図の通り上記ギヤボックス26から突出した入力軸24の後端にはピン32が入力軸24の軸径方向に偏心量 e のずれをもつて結合され、入力軸24と偏心ピン32との結合は入力軸24に固定されたブロック33と、ピン32を固定保持

したブロック34とをスペーサ35を介在させてボルト36で結合することにより行われる。第8図は入力軸24よりも後方の構造を示す平断面図を示し、ピン32にはコンロッド37の一端が連結され、コンロッド37の他端にはピン38を介してタイロッド連結部材39が連結される。該タイロッド連結部材39は左右の前記後輪転舵用タイロッド6, 6相互を連結する部材で、連結部材39の両端部にタイロッド6, 6の内端部が連結され、車体に取り付けられた保持フレーム40, 41の軸受42, 43によつて支承されつつタイロッド連結部材39は左右運動自在となつている。偏心ピン32とコンロッド37との連結、ピン38とタイロッド連結部材39との連結、及びタイロッド連結部材39とタイロッド6, 6との連結はボールジョイント44, 45, 46, 46により行なわれる。ピン32は入力軸24から偏心しているため入力軸24、ピン32周辺構造はクランク機構となつており、操舵輪9と連動して入力軸24が回動すると、入力軸24を中心として回動する偏心ピン32によつてコンロッド37の左右移動が惹起されてタイロッド連結部材39はピン32の左右移動成分分左右運動し、これにより後輪4, 4の転舵が成され、後輪転舵は前記前輪転舵機構18による前輪転舵とともに成される。以上の偏心ピン32、コンロッド37、タイロッド連結部材39、後輪転舵用タイロッド6, 6によつて車両後部に設けられる後輪転舵機構31が構成される。

操舵輪9がニュートラル回動位置にある時換言すると車両が直進走行している時には第6図の通り偏心ピン32は入力軸24の置下に位置するように設定される。入力軸24の回動角が 0° と 180° の間の小角度の場合と、 180° と 360° の間の大角度の場合とではタイロッド連結部材39は入力軸24の回動角が 0° のときの原位置に対して左右逆方向に移動しているため、入力軸24を小角度回動させる操舵輪9の水操舵角操作は後輪4を前輪1と同じ方向へ転舵し、入力軸24を大角度回動させる操舵輪9の大操舵角操作では後輪4を前輪1とは逆方向へ転舵させることができる。又、操舵輪9と入力軸24との回動角比率を操舵輪9が大操舵角操作された場合に入力軸24の回動角が 180° 若しくは 180° 近辺になるように設定すれば、

(4)

特公 昭 63-61232

7

8

操舵輪 9 の大操舵角操作によつて後輪 4 の転舵角を 0°若しくは 0°近辺に戻すことができるようになる。

既述した通り操舵輪 9 に付与される操舵トルクは第 1 図で示された前記操舵軸 10、及びギヤボックス 14 に挿通された軸 17 を介して前輪転舵機構 18 に伝達されるため、操舵輪 9 と前輪転舵機構 18 とは操舵軸 10 と軸 17 とからなる操舵トルク伝達経路 47 を介して連結される。ここで軸 17 は前輪転舵機構 18 の構成部材でもあり、操舵トルク伝達経路 47 の構成部材でもある。前輪転舵機構 18 と後輪転舵機構 31 とは前記連結軸 19、作動軸 22、入力軸 24 とによつて連結され、これらの連結軸、作動軸 22、入力軸 24 からなる連結経路 48 により前・後輪転舵機構 18、31 の連結が成される。上記操舵トルク伝達経路 47 が操舵輪 9 から前輪転舵機構 18 までの前輪転舵力伝達経路となつているとともに、操舵輪 9 から後輪転舵機構 31 までの後輪転舵力伝達経路は操舵トルク伝達経路 47 と連結経路 48 とにより構成されるため、前輪転舵力伝達経路と後輪転舵力伝達経路とは操舵トルク伝達経路 47 において重複し、共通化されている。このため前輪転舵力伝達経路と後輪転舵力伝達経路とを兼用化された経路構成部材をもつて構成でき、経路構成の簡単化が図られている。

第 3 図の通りギヤボックス 14 に挿通された軸 17 はピストン部 17c を備えており、このためギヤボックス 14 の内部にはピストン部 17c で左右の作動油供給室 S_1 、 S_2 が区画形成される。このようにギヤボックス 14 はパワーシリンダ 49 のシリンダバレルであつて、軸 17 は同パワーシリンダ 49 のピストンロッドとなつており、パワーシリンダ 49 は前輪用パワーシリンダである。ピストンロッド 17 には連結経路 48 の先部軸となつている前記連結軸 19 のピニオン部 19a が啮合する前記ラック部 17b が第 3 図及び第 4 図の通り形成されているため、前輪転舵機構 18 と同じく車両前部に配置された前輪用パワーシリンダ 49 は連結経路 48 の前部に接続される。一方、連結経路 48 の後部には第 1 図の通り後輪用パワーシリンダ 50 が接続され、該後輪用パワーシリンダ 50 の具体的な構造は第 6 図、第 8 図で示されている。前記ギヤボックス 26 に貫通挿入

された入力軸 24 にはピニオン部 24a が一体に形成され、該ピニオン部 24a が後輪用パワーシリンダ 50 の左右方向を軸方向とするピストンロッド 51 のラック部 51a に啮合する。これにより後輪転舵機構 31 と同じく車両後部に配置された後輪用パワーシリンダ 50 は連結経路 48 の終端軸となつている入力軸 24 において連結経路 48 の後部に接続される。第 8 図の通りピストンロッド 51 が摺動自在に挿通されているシリンダバレル 52 の内にはピストンロッド 51 のピストン部 52b によつて左右の作動油供給室 S_1 、 S_2 が区画形成され、シリンダバレル 52 は前記ギヤボックス 26 にボルト 53 で接続一体化される。

前輪用及び後輪用のパワーシリンダ 49、50 の左右の作動油供給室 S_1 、 S_2 、 S_3 、 S_4 に操舵輪 9 の操舵方向に応じて作動油を選択供給する切換弁 54 は第 2 図に示されている。該切換弁 54 はオープンセンタ形式の四方向切換弁であつて且つ前記操舵軸 10 の出力軸 13 の下部に一体に形成されている。切換弁 54 を収容した弁ハウジング 55 は前記ギヤボックス 14 に接続一体化される。第 1 図の通り弁ハウジング 55 の内部室は油ポンプ 56 が介在された往油圧管路 57 と、復油圧管 8 とによつて油タンク 59 に接続される。更に、弁ハウジング 55 の内部室はギヤボックス 14 即ち前輪用パワーシリンダ 49 のシリンダバレルの壁内に穿孔形成された油路通路によつて上記左右の作動油供給室 S_1 、 S_2 に接続されているとともに、車両前部から車両後部に延設された油圧管路 60、61 により後輪用パワーシリンダ 50 の作動油供給室 S_3 、 S_4 にも接続されている。油タンク 59 からの作動油を後輪用パワーシリンダ 50 に供給するこれらの油圧管路 60、61 はシート 62 の下面を通つて車室内に配管されており、このため泥等の車室外悪影響から保護されている。

第 2 図の通り切換弁 54 を備える出力軸 13 のピニオン部 13a の歯はヘリカル歯となつており、ピニオン部 13a が啮合する前輪用パワーシリンダ 50 のピストンロッド 17 のラック部 17a の歯もこれと対応したヘリカル歯となつてい。このため、操舵輪 9 の回動操作による操舵トルクが出力軸 13 に伝達されると出力軸 13 に軸方向への推力が発生し、これにより僅かであるが切換弁 54 は操舵輪 9 の回動操作方向に応じて前

(5)

特公 昭 63-61232

9

10

進退は後退して切換弁54による作動油切換作動が成され、操舵輪9を操舵した方向と対応する前輪用及び後輪用パワーシリンダ49、50の左右いずれかの作動油供給室に作動油が上記油圧通路及び油圧管路を経て選択供給されることとなる。このようなヘリカル閥を利用した切換弁の切換作動原理は公知ものと同じである。

作動油が供給された前輪用パワーシリンダ49のピストンロッド17は第3図で示されたピストン部17cに作用する油圧により左右方向へ摺動し、これにより前輪転舵作動は前輪用パワーシリンダ49の補助動作を受けつつ行われ、又、作動油が供給された後輪用パワーシリンダ50のピストンロッド51は第8図で示されたピストン部51bに作用する油圧により左右方向に摺動し、前記入力軸24の回動は該ピストンロッド51の摺動力が付加されて成されるため、後輪転舵作動は後輪用パワーシリンダ50の補助動力を受けつつ行われ、従つて運転者が前・後輪1、4を転舵すべく操舵輪9に付与しなければならない操舵トルクは軽減される。

ここで、前輪用パワーシリンダ49、後輪用パワーシリンダ50のいずれか一方のみを車両に搭載し、1個のパワーシリンダを前・後輪兼用としても操舵トルク円軽減することができるが、このように構成した場合、前輪転舵機構18と後輪転舵機構31の双方にパワーシリンダの補助動力を伝達するためには、これらの機構18、31を連結する前記連結経路48の経路構成部材である連結軸19、作動軸22、入力軸24の径を大径化等して機械的強度、剛性を大きくすることが必要にある。これに対して本装置では既述の通り前輪用及び後輪用2個のパワーシリンダ49、50は連結経路48の前・後部に接続されているため、前輪用パワーシリンダ49の補助動力を前輪転舵機構18に、後輪用パワーシリンダ50の補助動力を後輪転舵機構31に夫々直接的に伝達でき、連結軸19、作動軸22、入力軸24を小径化等できる利点を有する。

これまでの説明から明らかなように回動運動を直線運動に、或は直線運動を回動運動に変換するためのラックアンドピニオン機構が本発明においては採用されている。運動方向の変換を確実に行い且つ車輪転舵力を確実にするためにはラック部

とピニオン部との啮合深さを所定の深さとし、適切な啮合力を常に維持していることが必要である。このため第2図、第3図、第4図、第6図に示されている通りピニオン部13a、18a、24aと啮合するラック部17a、17b、51aが形成された面とは反対側のピストンロッド17、51の面にはスプリング63、64、65のバネ力が作用せしめられるようになっている。

第2図で示されたスプリング63は受部材66、進退部材67とともに弾圧手段68を構成するもので、受部材66はギヤボックス14の筒状ガイド部14bの内部に摺動自在に挿入され、前面に形成された凹部66aにおいてラック部17aとは反対側のピストンロッド17の面を受ける。進退部材67は六角頭部67aを外端部に備え且つ外周面に雄ネジ部67bが形成された短軸ボルト形状であり、ガイド部14bの内周面に形成された雌ネジ部14cに螺合せしめられる。六角頭部67aにおいて進退部材67を螺回操作すると、進退部材67と受け部材66との間に介在されたスプリング63のバネ力が進退部材67の前進動或は後退動により増減調整され、該バネ力による上記弾圧手段68の弾圧力をもつてピストンロッド17のラック部17aは出力軸13のピニオン部13aに啮合する。

第3図及び第4図で示された弾圧手段69は上記弾圧手段68と構造は同じであり、ギヤボックス14の筒状ガイド部14dに摺動自在に挿入されラック部17bとは反対側のピストンロッド17の面を受ける凹部70aが上面に形成された受部材70と、六角頭部71aを備え、ガイド部14dに螺合せしめられた短軸ボルト形状の進退部材71と、受部材70と進退部材71との間に介在されたスプリング64とによつて前記連結軸19のピニオン部19aにピストンロッド17のラック部17bを弾圧啮合させる弾圧手段69が構成される。

第6図で示された弾圧手段72も受部材73と進退部材74とスプリング65とからなる。

以上から明らかな通り前輪用パワーシリンダ49のピストンロッド17には異なるラック部17a、17bが形成されているとともに、これらのラック部17a、17bには別軸のピニオン軸となつて出力軸13、連結軸19のピニオン部

(6)

特公 昭 63-61232

11

13 a, 19 aが噛合し、夫々の噛合は弾圧手段68, 69の弾圧力が何えられて行われる。このように同じ軸に2箇所のラック部とピニオン部の噛合部分があると、一方の弾圧手段の弾圧力を調整するとピストンロッド17には若干ではあるが弾圧方向への撓み変形による移動が生じるため、他方の弾圧手段による特定のラック部とピニオン部との噛合状態に影響が発生する可能性がある。

第5図はピストンロッド17のラック部17 a, 17 bと出力軸13、連結軸19のピニオン部13 a, 19 aとの噛合位置関係を示すピストンロッド17の断面図である。ピニオン部13 a, 19 aは角度 θ を成しているため、ラック部17 a, 17 bは角度 θ をもつてピストンロッド17の外周面に形成されている。角度 θ を 0° 若しくは 180° とした場合即ちピニオン部13 a, 19 a間、ラック部17 a, 17 b間に角度が存在しない場合には、2箇の弾圧手段68, 69のうちの一方、例えば弾圧手段68の弾圧力を調整してラック部17 aとピニオン部13 aとの噛合状態を調整すると、弾圧力調整によるピストンロッド17の移動方向がラック部17 bとピニオン部19 aとの噛合深さ方向と一致しているため、該ラック部17 bとピニオン部19 aとの噛合状態に変化が生じてしまう。この問題を解決するためにはラック部17 aと17 b、ピニオン部13 aと19 aが角度を成し、弾圧手段68の弾圧力調整によるピストンロッド17の動方向がラック部17 bとピニオン部19 aとの噛合深さ方向とはずれているように構成すればよい。ラック部17 a, 17 b間、ピニオン部13 a, 19 a間の成す角度 θ が 90° のときにこの問題は最も有効に解決されるものであり、理想的には角度 θ を 90° とすることが好しいが、部材配置等の設計上に加えられる制約などにより角度 θ が 0° と 180° 以外の角度に設定されても実用性を有するようになる。

第3図から明らかな通り連結軸19のピニオン部13 aとピストンロッド17のラック部17 bとを噛合させる弾圧手段69は前輪用パワーシリンダ49の左作動油供給室 S_1 の部分に設けられ、弾圧手段69を構成している前記受部材70は該作動油供給室 S_1 に臨んでいる。室 S_1 に供給された作動油の油圧はピストンロッド17の外周に作用しているが、ピストンロッド17の下面の一部に

12

は受部材70が接触しているため、ピストンロッド17の上面に作用する油圧の合計はピストンロッド17と受部材70との接触面積に応じてピストンロッド17の下面に作用する油圧の合計よりも大きいものとなっている。受部材70は前記筒状ガイド部14 dの内周面に摺動自在に緊密接触しているため、前記スプリング64が収容された受部材70と進退部材71との間の空間 S_2 は作動油供給室 S_1 から隔離されたものとなっている。このため進退部材71を螺旋操作してスプリング64のパネ力を増減し、弾圧手段69の弾圧力を調整しても、ピストンロッド17の上・下面の油圧合計の差の存在によつて所定の弾圧力を得られないことがある。

そこで、ピストンロッド17と接触する受部材70の前記凹部70 aに端部が作動油供給室 S_1 に開口し臨んだ連結溝部73を形成し、且つ該連結溝部73と上記空間 S_2 とを連結孔部74を介して接続する。これにより作動油供給室 S_1 と空間 S_2 とは受部材70に形成された連絡溝部73と連絡孔部74とからなる連通部75により連通し、作動油供給室 S_1 の作動油は空間 S_2 に流入する。この結果、空間 S_2 から受部材70に作用する油圧の合計によりピストンロッド17の上・下面の油圧合計の上記差は解消し、スプリング64のパネ力をピニオン部19 aとラック部17 bとを噛合させる弾圧手段69の弾圧力としてそのまま利用することができるようになる。

以上の説明で明らかな通り本発明によれば、操舵輪と前輪転舵機構とを操舵トルク伝達経路を介して連結し、前輪転舵機構と後輪転舵機構とを連結経路により連結したため、前輪転舵力伝達経路と後輪転舵力伝達経路とを操舵トルク伝達経路において重複、共通したものとすることができ、経路部材の兼用化により経路構成の簡単化を達成できる。又、上記連結経路の前・後部に前輪用パワーシリンダ、後輪用パワーシリンダを接続したため、前輪用パワーシリンダの補助動力を前輪転舵機構に後輪用パワーシリンダの補助動力を後輪転舵機構に夫々直接的に伝達することができるようになり、連結経路の構成部材を薄肉化、或は小径化できるようになる利点を発揮する。

特に本発明によれば、後輪転舵機構は後輪の転舵比あるいは位相を制御する機構を有し、且つそ

(7)

特公 昭 63-61232

13

14

の制御機構は前輪転舵機構からの連結経路後部の回転入力軸を備えており、この入力軸に後輪用パワーシリンダを接続することによって、後輪転舵機構への入力側に後輪用パワーシリンダを設置してなるものため、後輪用パワーシリンダを連結経路を介して前輪用パワーシリンダと連動させることができ、後輪用パワーシリンダの設置にあたる転舵比・位相の考慮を不要にすることができ、構造を簡素化することができる。

そしてこの構造簡素化により、その転舵比・位相制御機構と後輪用パワーシリンダとのレイアウトも容易となり、後輪転舵機構の小型化も達成することができる。

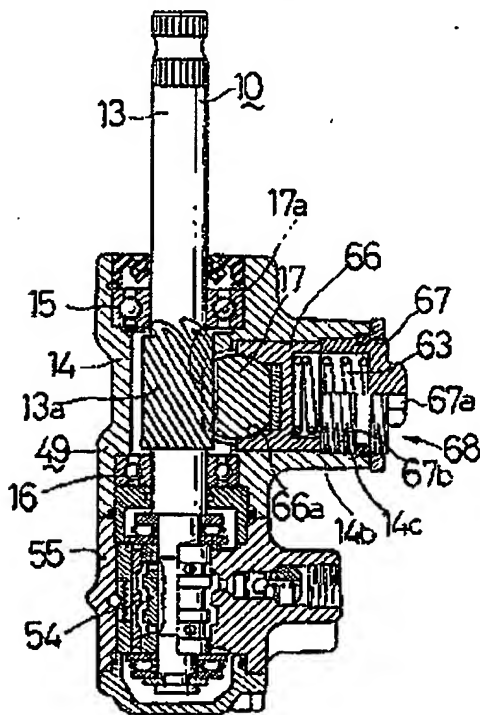
図面の簡単な説明

図面は本発明の一実施例を示し、第1図は車両

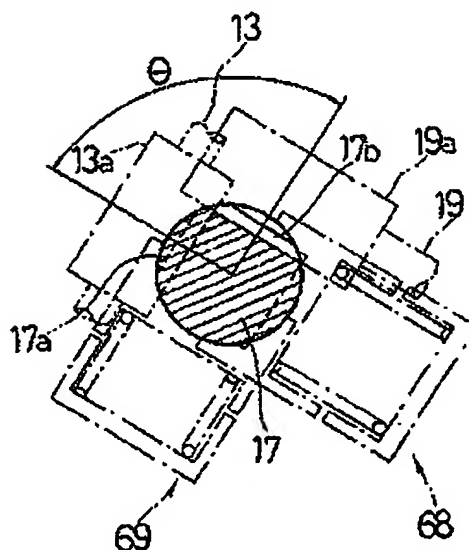
の全体平面図、第2図は操舵軸と前輪用パワーシリンダ周辺の側断面図、第3図は前輪用パワーシリンダの一部断面背面図、第4図は第3図の4-4線断面図、第5図は前輪用パワーシリンダのピストンロッドのラック部、該ラック部に噛合するピニオン部の位置関係を示すピストンロッドの側断面図、第6図は後輪転舵機構に連なる入力軸周辺の側断面図、第7図は第6図の7A-7A、7B-7B線における合成半截図、第8図は後輪転舵機構周辺の平断面図である。

尚図面中、1は前輪、4は後輪、9は操舵輪、18は前輪転舵機構、31は後輪転舵機構、47は操舵トルク伝達経路、48は連結経路、49は前輪用パワーシリンダ、50は後輪用パワーシリンダ、60、61は油圧管路である。

第2図



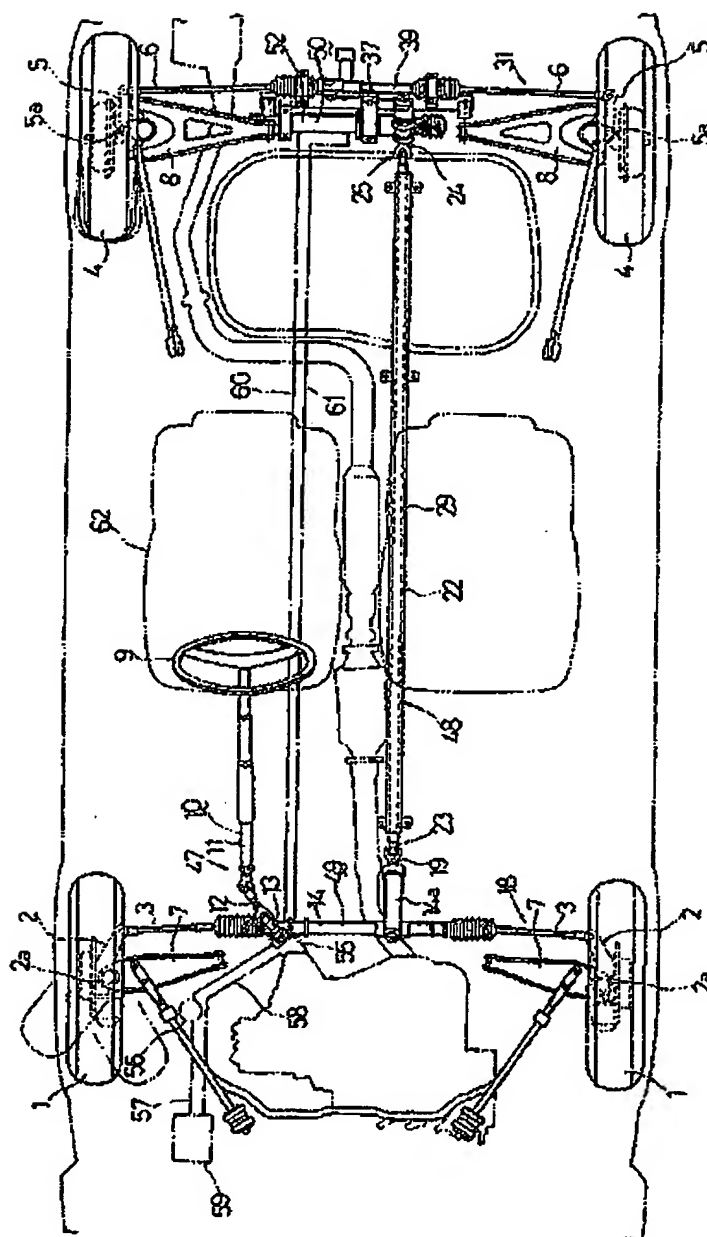
第5図



(8)

特公 昭 63-61232

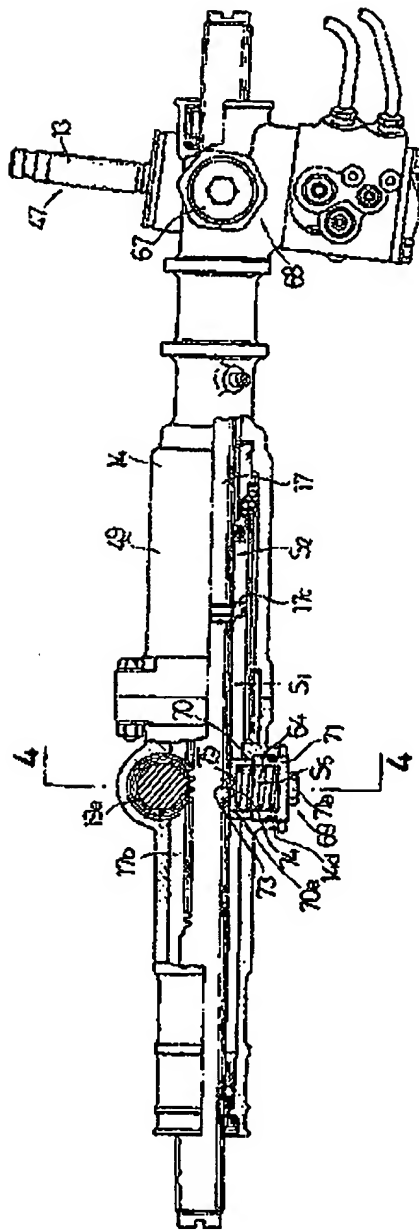
第1図



(9)

特公 昭 63-61232

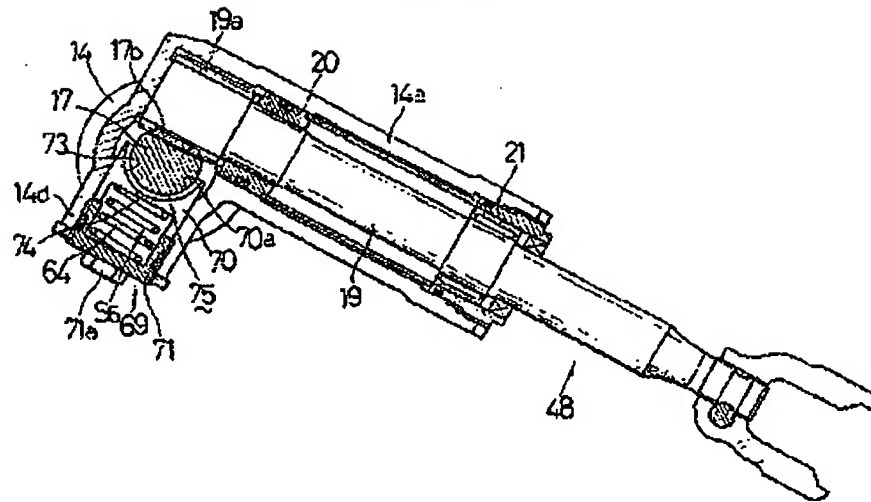
第3図



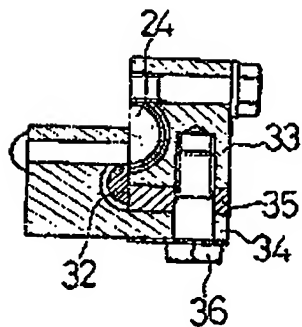
(10)

特公 昭 63-61232

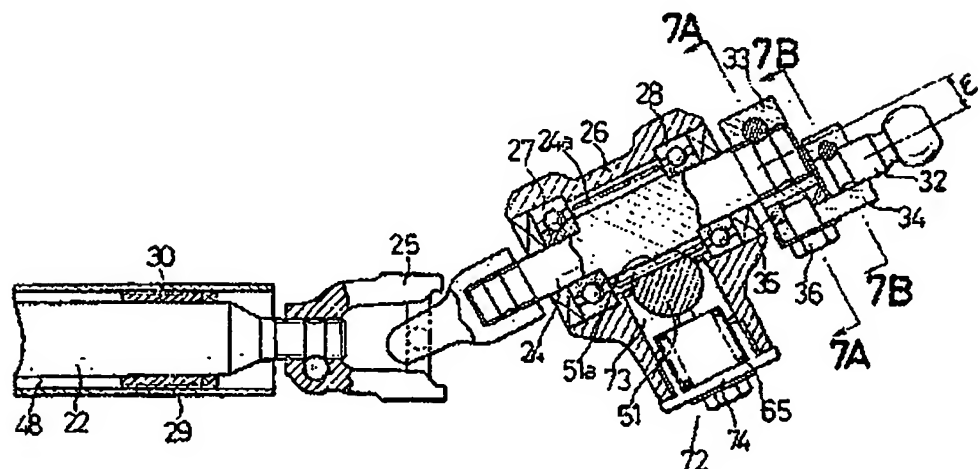
第 4 図



第 7 図



第 6 図



(11)

特公 昭 63-61232

第 8 図

